

АНАЛИЗ НА ВИБРАЦИИТЕ И ШУМА ПРИ СПИРАНЕ НА ДИСКОВИТЕ СПИРАЧКИ

Васко Николов
va_r_nikolov@abv.bg

*ВТУ „Тодор Каблешков, катедра „Транспортна техника“
София, 1574, ул. „Гео Милев“ 158,
БЪЛГАРИЯ*

***Ключови думи:** скърцане, дискова спирачка, моделиране, крайни елементи.*

***Резюме:** Представен е метод за анализ на нестабилната вибрация на автомобилна дискова спирачка. Числовите резултати са сравнени с честотите на скърцане от експериментален тест. Неподвижните компоненти на дисковата спирачка са моделирани чрез използване на крайни елементи, като са разгледани контактите между неподвижните компоненти и между накладките и диска. Дискът е моделиран като тънка плоча и неговите режими са получени аналитично. Неподвижните и въртящите части на дисковата спирачка са разгледани заедно с контактните състояния при взаимодействието между диска и накладките по такъв начин, че вибрацията, породена от триенето на дисковата спирачка е разгледана като подвижно натоварване. Прогнозираните нестабилни честоти са близки до експериментално получените честоти на скърцане. Числовата симулация показва, че стабилността може да бъде подобрена чрез изместване на центъра на линията на натиск на буталото към задната част на накладката.*

1. Въведение

Автомобилната дискова спирачка често генерира неочаквани вибрации и шум при прилагане на спирачното усилие. Скърцането на дисковата спирачка като високочестотен шум е много неприятно и трудно за коригиране. Разбирането на механизма на генериране на скърцане е решаващо както за конструиране на тихи спирачки, така и за тяхното поддържане и ремонт. Поради редица фактори, които могат да окажат влияние върху шумовите характеристики на дисковите спирачки, както и поради високата цена на експерименталните изследвания, прецизното моделиране на дисковите спирачни системи и симулирането на динамичното им поведение е един необходим и съвременен подход в решаване на проблемите със скърцането. През годините са правени много изследвания върху проблемите на скърцането на дисковите спирачки. Оттогава са представени редица механизми за изследване на генерирането на скърцане.

Един добър модел на дискова спирачка трябва да включва възможен механизъм за генериране на скърцане, подходяща обработка на фрикционния контакт и прецизно обяснение на динамичната система. В настоящото изследване неподвижните компоненти (накладки, челюсти, носещи и монтажни елементи) са обяснени чрез модел

на крайните елементи. Дискът е представен като пръстеновидна тънка плоча. Това съставлява сложен числено-аналитичен модел. Триещите сили, действащи върху повърхнините на диска, генерират многоточкови огъващи двойки и се придвиждат около диска. По този начин цялата дискова спирачка система се разглежда като подходящо подвижно натоварване през подвижния контакт при взаимодействието чрез триене диск – накладки.

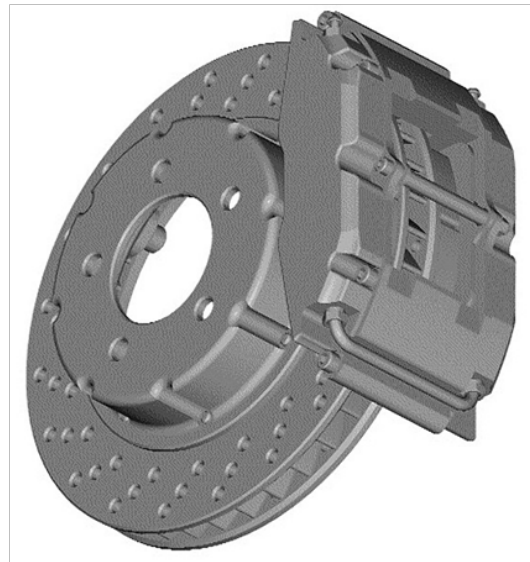
2. Модел от крайни елементи на неподвижните елементи

Автомобилната дискова спирачка система се състои от въртящ се диск и неподвижни накладки, носач и челюст, които могат да се плъзгат по два монтажни щифта в една плаваща челюстна спирачка (фиг. 1).

Когато дисковата спирачка се комплектова, контактното взаимодействие между кои да са два от неподвижните елементи трябва да се моделира по подходящ начин. Например, при взаимодействие между буталната глава и задната плоча на спирачната накладка трябва да има еднакво разпределена система от бездименсионни триизмерни пружини, вмъкнати за представяне на контакта. Пружинните константи са твърде високи в посока, нормална към контактната плоча, но много ниски в равнината на контакта. Това подреждане съществува също при взаимодействието между буталото и корпуса на челюстта, както и при другите контактни взаимодействия.

Взаимодействието между накладките и диска е много важно и трябва да се моделира внимателно. Когато спирачката е задействана, неравностите по повърхността на диска и по повърхностите на накладките се смачкват под действието на високо местно налягане и образуват слой материал, който е различен от хомогенния материал на диска и накладките. Тук се използва тънък слой от плътни елементи. Това е обработено като ортотропен материал, който има много висок коефициент на еластичност (модул на Юнг) в нормално направление и относително нисък в останалите две направления (тангенциални). Тези модули на Юнг могат да се изменят от елемент към елемент и се приема, че зависят от местните налягания, които са определени чрез нелинеен статичен анализ на контакта [2, 9]. В анализа на контакта се приема, че дискът е твърд, а на накладките е позволено да се плъзгат по повърхността му. След като е намерено разпределението на налягането, местният модул на Юнг може да се намери, ако е известна зависимостта на налягането от характеристиките на материала за накладките. Коефициентът на местно триене при всеки възел на взаимодействието между диска и накладките може също така да се определи от съответстващата сила във възлите, като трябва да бъде установена връзката между двете свойства. Приема се че, пружинните константи в същото контактено взаимодействие зависят и от линията на налягане на буталото.

Моделът от крайни елементи на неподвижните компоненти има около 99 000 степени на свобода и понася много тежко изчислително натоварване в последващия параметричен анализ, където е изследвано влиянието на много от параметрите на динамичната стабилност. Ако обхватът от материали и/или серии от конфигурации са изпитани, пресмятането на честотите и режимите на неподвижните компоненти биха



Фиг. 1

могли да са много интензивни. За повишаване на изчислителната ефективност е използвана техника на съгъстяване на две нива. При нивото на компонентите всеки неподвижен компонент се разглежда като основа (суперелемент) и за целта се генерира матрица с много по-малка коравина така, че да кореспондира с комплекта с намалени степени на свобода (запазени степени на свобода). Общата коравина на матрицата е образувана от запазените компоненти на коравите матрици след последващо намаляване от комплекта запазени възли на всички неподвижни компоненти. По този начин, ако материалът или конфигурацията на неподвижните компоненти е променена, суперелементът корава матрица само на този компонент е регенериран и общата корава матрица е преокомплектована от него и запазените корави матрици на другите елементи.

Когато дисковата спирачна система е концептуално разделена на неподвижни компоненти и въртящ се диск, взаимодействието между диска и накладките става свободна граница с неизвестни нормални сили и кулоново триене и премествания. Уравненията на движението на редуцирания модел на крайните елементи на неподвижните компоненти е:

$$(1) m\ddot{r} + c\dot{r} + kr = f$$

където:

- m – маса на матрицата в модела от крайни елементи на неподвижните компоненти;
- c – пропорционална демпферираща матрица в модела от крайни елементи на неподвижните компоненти;
- k – матрица на коравината в модела от крайни елементи на неподвижните компоненти;
- f – вектор на силите в модела от крайни елементи на неподвижните компоненти;
- r – радиална координата в цилиндричната координатна система.

Векторът на възловите сили и векторът на възловите премествания впоследствие са разделени на две части като:

$$(2) f^T = [f_p^T f_o^T] \quad x^T = [x_p^T x_o^T]$$

където:

$$(3) f_p^T = [0, \mu_1(p_1 - n_1), p_1 - n_1, 0, \mu_2(p_2 - n_2), p_2 - n_2, \dots, 0, \mu_j(p_j - n_j), p_j - n_j]$$

$$f_o^T = 0, \quad x_p^T = [u_1, v_1, w_1, u_2, v_2, w_2, \dots, u_j, v_j, w_j]$$

Използвайки модалната матрица X и (3), (1) може да се трансформира по следния начин:

$$(4) \ddot{q}_p + 2diag[\beta_c \omega] \dot{q}_p + diag[\omega^2] q_p = X^T f = X_p^T f_p = X_\mu^T (p - n)$$

където:

$$(5) X_p = \begin{bmatrix} X_{1u}^{(1)} & X_{1u}^{(2)} & \cdot & \cdot & \cdot \\ X_{1v}^{(1)} & X_{1v}^{(2)} & \cdot & \cdot & \cdot \\ X_{1w}^{(1)} & X_{1w}^{(2)} & \cdot & \cdot & \cdot \\ X_{2u}^{(1)} & X_{2u}^{(2)} & \cdot & \cdot & \cdot \\ X_{2v}^{(1)} & X_{2v}^{(2)} & \cdot & \cdot & \cdot \\ X_{2w}^{(1)} & X_{2w}^{(2)} & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \end{bmatrix} \quad X_\mu = \begin{bmatrix} X_{1w}^{(1)} + \mu_1 X_{1v}^{(1)} & X_{1w}^{(2)} + \mu_1 X_{1v}^{(2)} & \cdot & \cdot & \cdot \\ X_{2w}^{(1)} + \mu_2 X_{2v}^{(1)} & X_{2w}^{(2)} + \mu_2 X_{2v}^{(2)} & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \end{bmatrix}$$

$X_{su}^{(r)}$, $X_{sv}^{(r)}$ и $X_{sw}^{(r)}$ ($r = 1, 2, \dots, n; s = 1, 2, \dots, j$) са u, v, w компоненти на s -тия контактен възел във взаимодействието диск – накладка на r -тия собствен вектор.

Лявата страна на (4) предполага, че е използван пропорционален триещ демпфер. За дясната му страна се приема, че вибрацията се наслажда върху напрежението, дължащо се на първоначалния статичен спирачен натиск.

Предполагаме, че решението на (4) е под формата на:

$$(6) q_p = \exp(\lambda t) c_p$$

където:

c_p – постоянен вектор, определен от началните условия. Чрез решаване на (4) може да се покаже, че

$$(7) q_p = \text{diag}(\lambda^2 + 2\beta_c \omega \lambda + \omega^2)^{-1} X_\mu^T (p - n)$$

и по този начин

$$(8) x_w = X_{wp} q_p = X_{wp} \text{diag}(\lambda^2 + 2\beta_c \omega \lambda + \omega^2)^{-1} X_\mu^T (p - n)$$

където:

X_{wp} е част от X_p , образувано само от w компоненти. $\text{Diag}(\)$ е диагонален матрицата с условия, които следват последователността на естествените честоти на неподвижните компоненти, като взаимодействието между диска и накладките е свободна граница. Трябва да се отбележи, че X_{wp} и X_p не са квадратни матрици като цяло и в (8) може да се запазят произволен брой видове.

3. Аналитичен модел на диска

Дискът има пет монтажни отвора в предната част и много вентилационни отвори, които са равномерно разпределени по периферията му. За улесняване на обработката на натоварването, действащо върху диска от неподвижните компоненти и за повишаване на изчислителната ефективност, вентилираният диск се представя като пръстеновидна тънка плоча. Формата на плочата (като заместител на диска) може да се получи аналитично. Честотите и режимите, достигнати от модалното тестване могат да помогнат да се определи еквивалентният модул на Юнг, масовата плътност и/или вътрешният радиус на плочата – модел на диска.

Тъй като в това изследване интересът е насочен към динамиката на диска в областта на ниските скорости, жirosкопичният и центробежният ефект са твърде малки и могат да бъдат пренебрегнати, без това да се отрази на точността. За описване на напречната вибрация е използвана цилиндрична координатна система, фиксирана в центъра на плочата. Когато накладките са дискретизирани на крайни елементи, както е описано в предната точка, налягането от накладките към диска се представя чрез поредица от концентрирани нормални сили. Триещата сила, действаща върху горната или долната повърхност на диска, предизвиква двойка спрямо средата на диска, където е установено уравнението за равновесие за плоча на Кирхоф. В случай на равна плоча, двойката върху i -тия възел контакт е:

$$(9) m_i = \mu_i (p_i - n_i) \frac{h}{2}$$

където:

m_i – маса на матрицата в модела от крайни елементи на неподвижните компоненти;

μ_i – кинетичен коефициент на триене в контактния възел при взаимодействието между диска и накладките;

p_i – пълна нормална сила върху диска в i -тия контактен възел при взаимодействието между диска и накладките;

n_i – нормална сила върху диска в i -тия контактен възел при взаимодействието между диска и накладките от първоначалния статичен спирачен натиск;

h – дебелина на диска.

Уравнението за напречно движение на дисковата плоча под действието на всички тези нормални сили и триещи двойки е:

(10)

$$\rho h \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + c \frac{\partial w}{\partial t} + D \nabla^4 w = -\frac{1}{r} \sum_{i=1}^j \left\{ [p_i(t) - n_i] \delta(\theta - \theta_i - \Omega t) + \frac{\partial}{r \partial \theta} [M_i(r) \delta(\theta - \theta_i - \Omega t)] \right\} \delta(r - r_i)$$

където:

(11) $\nabla^4 = \left(\frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial \theta^2} \right)^2$ е двухармоничен диференциален оператор.

Решението на (10) може да бъде представено чрез модално разширение:

(12)

$$w(r, \theta, t) = \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=-\infty}^{\infty} \psi_{mn}(r, \theta) q_{mn}(t)$$

където:

(13)

$$\psi_{mn}(r, \theta) = \frac{R_{mn}(r)}{\sqrt{\rho h b^2}} \exp(in\theta)$$

($m=0, 1, 2, \dots$; $n=\pm 1, \pm 2, \dots$)

които удовлетворяват ортонормалните условия.

(14)

$$\int_0^{2\pi} \int_a^b \rho h \bar{\psi}_{kl} \psi_{mn} r dr d\theta = \delta_{km} \delta_{ln}$$

$$\int_0^{2\pi} \int_a^b D \bar{\psi}_{kl} \nabla^4 \psi_{mn} r dr d\theta = \omega_{mn}^2 \delta_{km} \delta_{ln}$$

Трябва да се отбележи, че p_i (а следователно и M_i) е периодично при π по отношение на θ , така че:

(15)

$$\int_0^{2\pi} \bar{\psi}_{kl}(r, \theta) \frac{\partial}{\partial \theta} [M_i(t) \delta(\theta - \vartheta)] d\theta = - \left[M_i(t) \frac{\partial \bar{\psi}_{kl}(r, \theta)}{\partial \theta} \right]_{\theta=\vartheta}$$

и като се използват (9) и (14), (10) може да се преобразува по следния начин:

(16)

$$\ddot{q}_{kl} + 2\beta_d \omega_{kt} \dot{q}_{kl} + \omega_{kt}^2 q_{kl} = -\frac{1}{\sqrt{\rho h b^2}} \sum_i^j R_{kl}(r_i) \exp[-il(\theta_i + \Omega t)] \left(1 - \frac{\mu_i h}{2r_i} il \right) (p_i - n_i)$$

4. Динамика на цялата система

При прилагане на спирачно усилие цялата система започва да вибрира по един и същ начин във времеви отрязък когато въртящият се диск и неподвижните компоненти са свързани посредством триещия контакт. Сравняването на (6) и (16) показва, че решението за модалните координати на диска при прилагане на спирачното усилие, е:

(17) $q_{kl}(t) = \exp[(\lambda - il\Omega)t] c_{kl}$

където:

c_{kl} – константа.

Като се замести (17) в (16) и след по-нататъшно преобразуване на резултантното уравнение, се получава:

$$(18) q_d = -diag[\exp(-i\Omega t)] diag[(\lambda - i\Omega)^2 + 2\beta_4\omega_{kl}(\lambda - i\Omega) + \omega_{kl}^2]^{-1} S'^H(p - n)$$

където S' е елемент от матрицата, равен на:

$$(19) S'(i, m) = \frac{r_{km}(r_i)}{\sqrt{\rho h b^2}} \exp(im\theta_i) \left(1 + \frac{\mu_i h}{2r_i} im\right)$$

В това предварително изследване може да се приеме, че при взаимодействието между диска и накладките преместването на възлите на накладките е в посока, обратна на отраженията на съответстващите точки от диска така, че:

$$(20) x_w = \{w(r_1, \theta_1 + \Omega t, t), w(r_2, \theta_2 + \Omega t, t), \dots, w(r_j, \theta_j + \Omega t, t)\}^T$$

Тъй като

(21)

$$w(r_i, \theta_i + \Omega t, t) = \frac{1}{\sqrt{\rho h b^2}} \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=-\infty}^{\infty} R_{mn}(r_i) \exp[in(\theta_i + \Omega t)] q_{mn}(t) =$$

$$= S diag[\exp(-i\Omega t)] q_d$$

където елементите на S са:

(22)

$$S(i, m) = \frac{R_{km}(r_i)}{\sqrt{\rho h b^2}} \exp(im\theta_i)$$

От (18) следва, че

$$(23) x_w = -S diag[(\lambda - i\Omega)^2 + 2\beta_4\omega_{kl}(\lambda - i\Omega) + \omega_{kl}^2]^{-1} S'^H(p - n)$$

В (23) матриците S и S' , които представят формата на диска, обикновено не са квадратни. Разглеждайки (8) и (23) заедно, може да се образува ново уравнение:

$$(24) \{S diag[(\lambda - i\Omega)^2 + 2\beta_4\omega_{kl}(\lambda - i\Omega) + \omega_{kl}^2]^{-1} S'^H +$$

$$+ X_{wp} diag[(\lambda - i\Omega)^2 + 2\beta_4\omega_{kl}(\lambda - i\Omega) + \omega_{kl}^2]^{-1} X_{\mu}^T\}(p - n) = 0$$

Уравнение (24) представя значим проблем за нелинейна собствена стойност, който изисква изследователски подход.

5. Числени е експериментални резултати

За получаване на прецизни числени резултати за естествените честоти и формите на диска е разработена програма в символична софтуерна среда. За диска $a = 0,045$ m; $b = 0,133$ m; $h = 0,012$ m; $E = 1,2 \cdot 10^5$ МПа и $\rho = 7200$ kg/m³. Сред тридесет и петте честоти 32 са двойни честоти, докато три са единични, включително основната честота. Тридесет и петте различни вида дискове са включени в последващи пресмятания на собствените стойности на цялата дискова спирачна система. Повисоките честоти, които се смята, че не са така полезни, са пренебрегнати, тъй като биха могли да се включат в равнинните режими на диска, а също така са извън измервания обхват на честотите, чиято горна граница е 8 kHz.

Свойствата на материала на неподвижните компоненти с изключение на онези за накладките, са обобщени в табл. 1.

Таблица 1

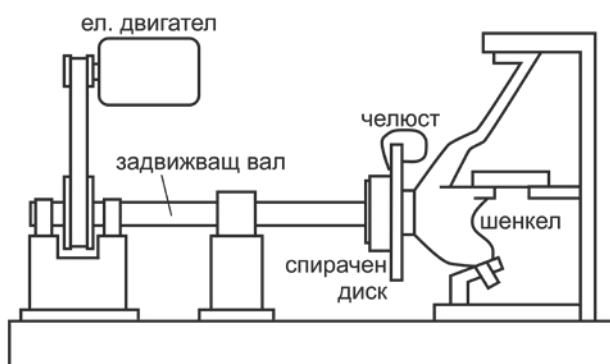
Компоненти	Модул на Юнг	Коефициент на Поасон	Плътност (kg/m ³)
Челюст	188	0,3	7100
Носач	170	0,3	7564
Задна плоча	210	0,3	7850

Накладките са от нелинеен, вискоеластичен материал с ортотропни свойства. Тук те се разглеждат като линейни, еластични и ортотропни, но техният модул на Юнг

зависи от линията на натиск на буталото и от температурата. Тази зависимост е разработена индиректно чрез сравняване на резултатите на крайните елементи с експерименталните резултати за накладките. Модулът на Юнг е между 5400 и 10 800 МРа.

В допълнение на горните свойства на материала има други параметри, които не са лесно достъпни. Числовата симулация показва, че твърдостта на спирачната течност, твърдостта на връзката между челюстта и монтажните щифтове, както и твърдостта на буталната глава оказват значително, макар и различно влияние върху динамичното поведение на спирачката. Известно е влиянието на сгъстяването на спирачната течност върху действието ѝ, като то се променя с температурата и влажността. Редица режими със значителни w компоненти са чувствителни към нейната твърдост. Стойността на твърдостта, представяща връзката между монтажните щифтове и челюстта, има голямо влияние върху първата честота на неподвижните компоненти (режим на почти твърдо тяло). Центробежната твърдост на буталото при взаимодействието бутало – задна част на плочата изглежда засяга някои по-ниски честоти на неподвижните компоненти, които не са очаквани преди провеждането на симулацията.

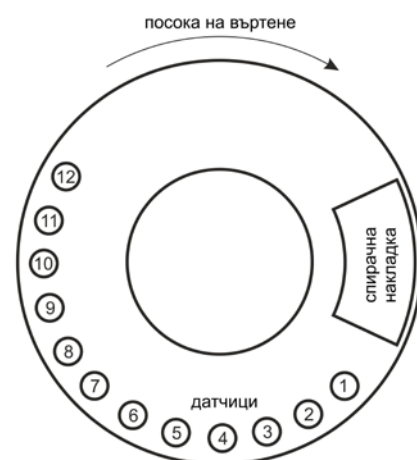
За определяне на тези по-малко известни стойности на параметрите със значителна важност е използвана комбинация от същите три стойности на твърдостта. Числените резултати са сравнени с експериментални честоти и промяна на формата на спирачката. Тези стойности, които дават почти оптимално съвпадане между числените и експерименталните резултати, са избрани като действителни стойности на



Фиг. 2

параметрите. Разбира се, това е времепоглъщащ процес, но се разглежда като необходим за построяване на надежден модел и получаване на правдоподобни числени резултати. Трябва да се отбележи, че при моментната настройка на възела горната част на челюстта е закрепена към твърда конзола. Следователно, влиянието на ресорното окачване не се разглежда в модела на крайните елементи на неподвижните компоненти.

Тестовите за различните режими са проведени на стенд (фиг. 2), при което се установяват честоти от 82, 231, 387, 593, 1207 Hz и т.н. Първите пет честоти са четири пъти по-слаби от шестата честота 1207 Hz в сравнение с първата подходяща честота на диска. Това е потвърдено и от експерименталната форма, използвайки капацитивни датчици за преместване, монтирани на твърда плоча близо до повърхността на диска, както е показано на фиг. 3.



Фиг. 3

Експериментите нееднократно показват честота на скърцане около 4220 Hz. Честота на скърцане около 2400 Hz също се появява няколко пъти, макар и не толкова често. Скърцане при честоти от 139 и 1416 Hz се появява епизодично. Може да се види, че има добро съответствие между прогнозираните нестабилни честоти и експерименталните честоти на скърцане. Честотата на скърцане от 7295 Hz е

близо до стабилната прогнозирана честота от 7115 Hz. Някои експерименти също разкриват по-слаб сигнал при честоти на скърцане от 5748, 5762 и 5898 Hz под линията на натиск на буталото от $0,2 \text{ MPa} \Omega = 6,5 \text{ s}^{-1}$, която не е прогнозирана. Горното несъответствие може да се дължи на използването на пропорционално демпфиране, което не представя много добре поведението на демпфера на дисковата спирачна система. Накладките имат коефициент на демпфиране няколко пъти по-висок от този на останалите компоненти на дисковата спирачка. Въпреки това демпфирането е много сложен въпрос и само по себе си е обект на изследване.

Когато центърът на линията на натиск на буталото е преместена към задния край на задната плоча на накладката, се установява симетрично разпределяне на контактното налягане при взаимодействието между диска и накладката. Тази ситуация е симулирана, за да се види ефектът върху нестабилността на дисковата спирачка от положението на центъра на линията на натиск. Трябва да се отбележи, че за разлика от предния случай на нормално прилагане на спирачната сила, горният случай е само симулиран, но не е бил тестван на стенда поради трудността в преместването на центъра на линията на натиск на буталото в количествено измерение.

6. Заключение

Статията представя метод за моделиране на автомобилни дискови спирачки и прогнозиране на честотите на скърцане. Проблемът с дисковата спирачка се разглежда като подвижно натоварване, състоящо се от две части: въртящ се диск и неподвижни компоненти, които се разглеждат съответно с класически анализ и по метода на крайните елементи. Експерименталните резултати от модалните тестове до голяма степен потвърждават модела на крайните елементи на неподвижните компоненти и използваната система от стойности. Прогнозираните нестабилни честоти показват добро съответствие с експериментално установените честоти на скърцане. Резултатите от симулациите също показват, че дисковата спирачка може да бъде направена по-устойчива когато разпределянето на налягането при взаимодействието диск – накладки е по-симетрично, или дори чрез изместване на центъра на линията на натиск на буталото към задната част на накладката, което е съвместимо с експериментални резултати на други изследователи.

Литература

- [1]. Lang, A. M. and Smales, H. An approach to the solution of the disc brake vibration problems, In *Braking of Road Vehicles*, IMechE Conf. Publ., Loughborough University of Technology, 1983.
- [2]. Lee, Y. S., Brooks, P. C., Barton, D. and Crolla, D. A. A study of disc brake squeal propensity using parametric finite element model. In *Transactions of IMechE European Conference on Noise and Vibrations*, 1998.
- [3]. Nack, W. V. Brake squeal analysis by the finite element method. *Int. J. Veh. Des.*, 2000.
- [4]. North, N. R. Disc brake squeal. *Proc. Inst. Mech. Engineers*, 1976.
- [5]. Ouyang, H., Cao, Q., Mottershead, J. E., Treyde, T. Vibration and squeal of a disc brake: modeling and experiental results, *Instn amech. Engrs, Part D: J. Automobile Engineereing*, 2001.
- [6]. Ouyang, H., Mottershead, J. E., Brookfield, D. J., James, S. and Cartmell, M. P. A methodology for the determination of dynamic instabilities in a car disc brake, *Int. J. Veh. Des.*, 2000.
- [7]. Ouyang, H., Mottershead, J. E., Cartmell, M. P. and Brookfield, D. J. Friction-induced vibration of an elastic slider on a vibrating disc, *Int. J. Mech. Sci.*, 1999.

- [8]. Spurr, R. T. A theory of brake squeal. Proc. Instn. Mech. Engrs, Auto Div, 1961.
[9]. Tirovic, M. and Day, A. J. Disc brake interface pressure distribution, Proc. Instn. Mech. Engrs., Part D: J. Automobile Engineering, 1991.

ANALYSIS OF VIBRATION AND NOISE AT BRAKING WITH DISC BRAKES

Vasko Nikolov
va_r_nikolov@abv.bg

*Todor Kableshkov University of Transport, Department of Transport equipment
Sofia, 1574, 158, Geo Milev str.,
BULGARIA*

Key words: *squeal, disc brake, modeling, finite elements.*

Abstract: *A method for analyzing the unstable vibration of automotive disc brake is presented. Numerical results and squeal frequencies of experimental tests are compared. Stationary components of the disc brake are modeled using finite elements. The contacts between stationary components and between disc and pads are considered. The disc is modeled as a thin plate and its modes are obtained analytically. The stationary and rotating parts of the disk brake are taken with the contact conditions at interface between the disc and the pads so that the vibration caused by the friction in the brake disc is considered as a moving load. Predicted unstable frequencies are close to the experimentally obtained squeal frequencies. The numerical simulation shows that the stability can be improved by shifting the central line of the pressure in the brake cylinder at the back of the pad.*